

Д.В.ДАНИЛОВ, студент, НТУ «ХПИ»;

А.Г.АНДРЕЕВ, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

НДС ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ КОНТАКТНЫХ НАГРУЗОК

Предметом дослідження в даній роботі є порівняльний аналіз різноманітних варіантів реалізації з'єднань з натягом, що знаходяться під дією контактних навантажень. Метою роботи є дослідження напружено-деформованого стану (НДС) профільних з'єднань та, на основі цих даних, визначення оптимального варіанту з'єднання.

In the given work the object of research is a comparative analysis of various variants of implementation pressure coupling which are under the influence of contact loadings. The work purpose is research of stress-strain state (SSS) of the profiled joints and, on the basis of these data, determination of optimal variant of connection.

Предметом исследования в данной работе является сравнительный анализ разнообразных вариантов реализации соединений с натягом, находящихся под действием контактных нагрузок. Целью работы является исследование напряженно деформированного состояния (НДС) профильных соединений и, на основе этих данных, определения оптимального варианта соединения.

Вступлення. Соединение с натягом считается одним из наиболее распространенных в строительстве и машиностроении напряженных соединений, в ряде случаев замещающих болтовые и заклепочные соединения, частично шпоночные и шлицевые. Основной целью исследования является сравнительный анализ НДС разнообразных наиболее распространенных в инженерной практике вариантов реализации профильных соединений с натягом, которые находятся под действием контактных нагрузок.

Постановка задачи. В данной работе проводится исследование 15 вариантов профильных соединений с натягом, цель которого – определение влияния форм вала и втулки на распределение основных параметров, характеризующих НДС: суммарные перемещения, эквивалентные напряжения по критерию Мизеса и контактное давление. По этим параметрам можно делать выводы о надежности соединений деталей, поэтому изучение этой проблемы является актуальным вопросом. Варианты профильных соединений изображены на рис. 1-15. Геометрические размеры приведены в табл. 1, характеристики материала – в табл. 2.

Для сравнительного анализа профильных соединений придерживались следующих условий: во всех видах соединений предполагалось равенство внешних периметров втулок S_1 , равенство периметров посадочных поверхностей $2S_2$ и S , равенство величин натяга $\delta = 0,12$ мм.

Профильные соединения характеризуются достаточно равномерным распределением напряжений по периметру зоны сопряжения вала и втулки, что позволяет рассматривать НДС такого соединения как плоское напряженное состояние.

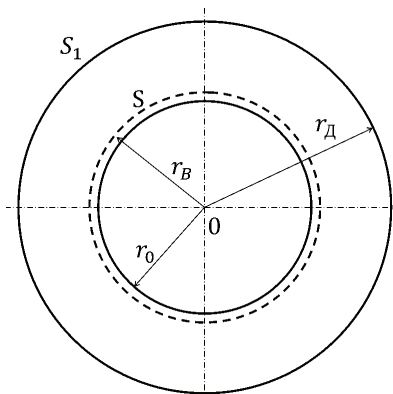


Рисунок 1 – Первый вариант

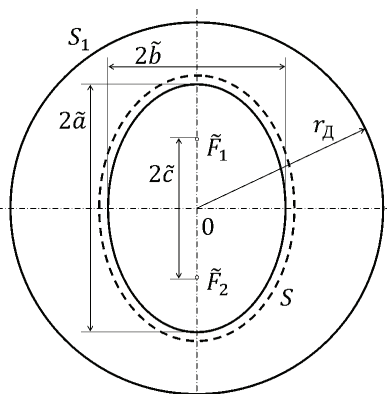


Рисунок 2 – Второй вариант

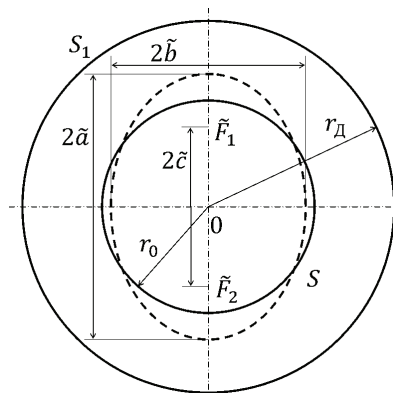


Рисунок 3 – Третий вариант

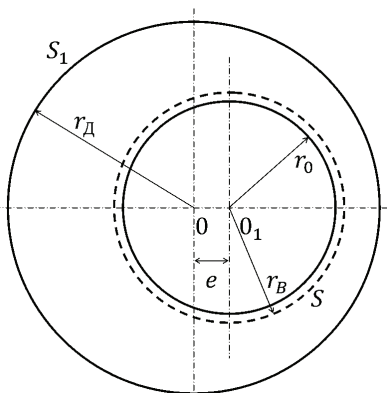


Рисунок 4 – Четвертый вариант

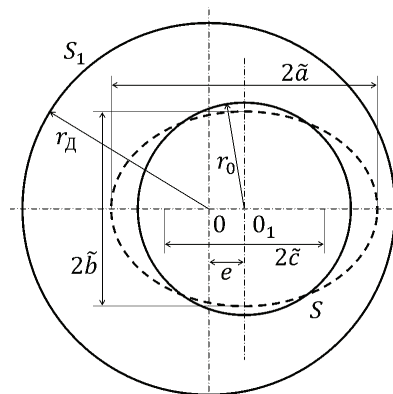


Рисунок 5 – Пятый вариант

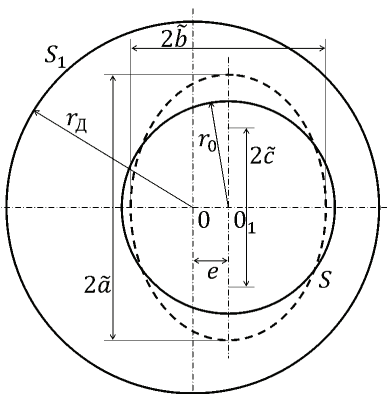


Рисунок 6 – Шестой вариант

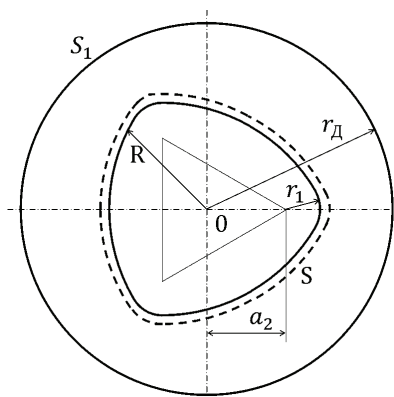


Рисунок 7 – Седьмой вариант

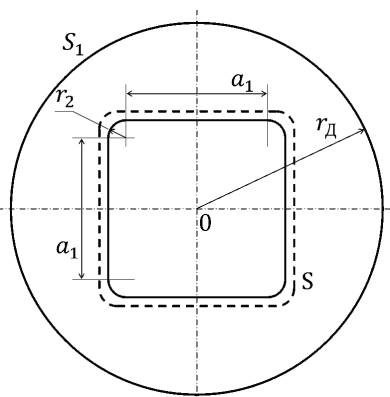


Рисунок 8 – Восьмой вариант

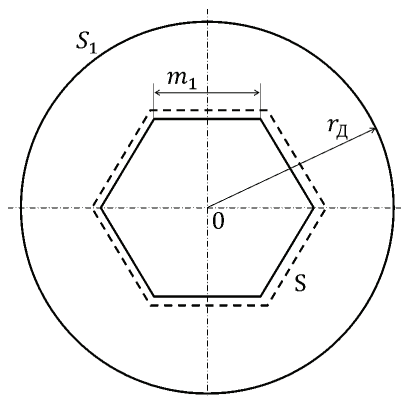


Рисунок 9 – Девятый вариант

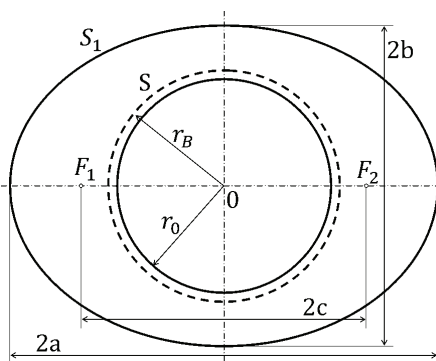


Рисунок 10 – Десятый вариант

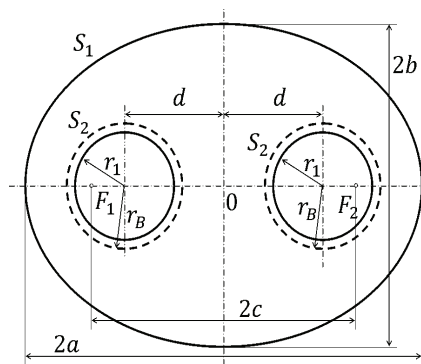


Рисунок 11 – Одиннадцатый вариант

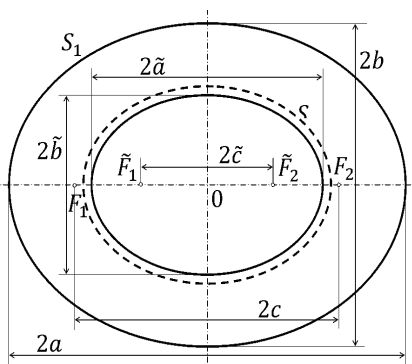


Рисунок 12 – Двенадцатый вариант

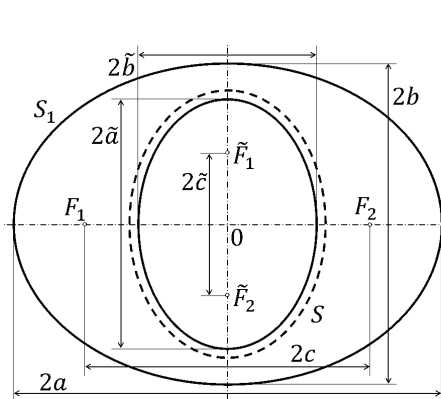


Рисунок 13 – Тринадцатый вариант

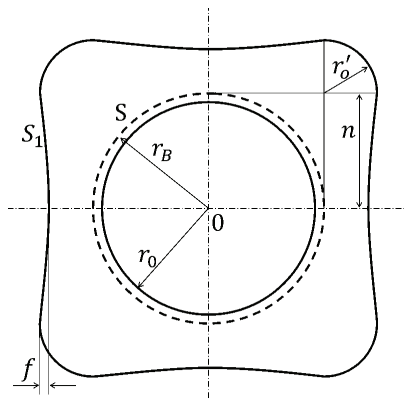


Рисунок 14 – Четырнадцатый вариант

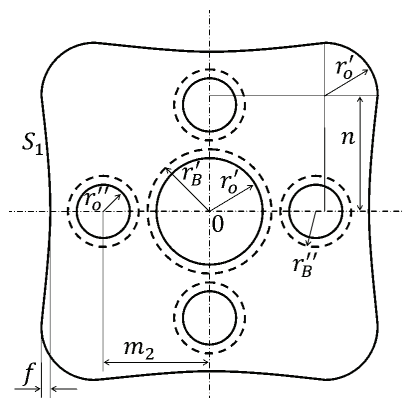


Рисунок 15 – Пятнадцатый вариант

В ходе работы с целью минимизации времени проведения одного расчета по возможности рассматривалась наименьшая представительская часть симметричной конструкции с применением граничных условий симметричного закрепления.

1. Теоретические основы МКЭ для расчета НДС профильных соединений с натягом, реализованных в ПК ANSYS. Поставленная задача моделировалась с помощью МКЭ в ПК ANSYS. Для решения проблемы использовался стандартный конечный элемент программного пакета – плоский восьми узловый прямоугольный элемент, PLANE 82, который имеет две степени свободы в каждом узле. Реализация контактной деформируемой поверхности (для двумерной постановки задачи) требует создания на этой поверхности контактных элементов CONTA172 и целевых элементов TARGE 169, отвечающих первым. Решение задачи МКЭ приводит к системе линей-

ных алгебраических уравнений:

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}\}, \quad (1)$$

где $[\mathbf{K}]$ – матрица жесткости тела, состоящая из матриц жесткости конечных элементов, $\{\mathbf{U}\}$ – вектор-столбец узловых перемещений, $\{\mathbf{F}\}$ – вектор приведенной внешней нагрузки.

Таблица 1 – Геометрические размеры профильных соединений с натягом

Название геометрического параметра, мм	Значение
Радиус большого круглого отверстия r_0	62
Внешний радиус круглой втулки r_d	110
Периметр зоны контакта $S = 2S_2$	390
Внешний периметр втулки S_1	691
Большая полуось большого эллипса (втулки) a	122
Малая полуось большого эллипса (втулки) b	97
Расстояние от центра большого эллипса (втулки) до фокуса c	74
Большая полуось малого эллипса (вала) \tilde{a}	69
Малая полуось малого эллипса (вала) \tilde{b}	55
Расстояние от центра малого эллипса (вала) до фокуса \tilde{c}	42
Величина эксцентриситета e	20
Расстояние от центра до вершин вспомогательного треугольника a_2	48
Большой радиус криволинейного треугольника R	102
Малый радиус криволинейного треугольника r_1	18
Малый радиус криволинейного квадрата (вала) r_2	14
Длина прямой стороны криволинейного квадрата (вала) a_1	75
Длина стороны шестиугольника m_1	65
Радиус среднего круглого отверстия $r_1 = r'_1$	30
Расстояние от центра большого эллипса (втулки) до центра среднего отверстия d	60
Большой радиус криволинейного квадрата (втулки) r'_0	30
Величина прогиба криволинейного квадрата (втулки) f	5
Длина изогнутой стороны криволинейного квадрата (втулки) n	63
Радиус малого круглого отверстия r''_0	20
Расстояние от центра криволинейного квадрата (втулки) до центра малого отверстия m_2	60

2 Полученные результаты и их анализ. В результате исследования были получены основные характеристики НДС 15-ти вариантов соединений, находящихся под действием контактных нагрузок. Для проверки правильности проведенных с помощью ПК расчетов были сопоставлены значения характеристик НДС четвертого варианта с аналогичными данными, полученными Тарабасовым Н. Д.[1] в результате аналитического расчета методами

теории упругости. Расхождение эквивалентных напряжений при этом составило 1,395 %. Ниже представлены все полученные результаты в виде групп рисунков. Пояснения к расшифровке нумерации этих рисунков, а так же нумерации рисунков, изображающих схему профильного соединения, приведены в табл. 3. Помимо номеров рисунков в таблице с целью наглядного сопоставления представлены максимальные значения суммарных перемещений, эквивалентных напряжений и контактного давления для каждого варианта. Напряжения получены как эквивалентные по критерию Мизеса.

Таблица 2 – Характеристики материала

Название физического параметра	Значение для стали 40Х
Модуль Юнга E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800
Коэффициент теплового расширения α , К ⁻¹	$11,7 \cdot 10^{-6}$
Предел текучести σ_T , МПа	785
Предел прочности σ_B , МПа	980
Коэффициент трения μ	0,15

Таблица 3 – Расшифровка нумерации рисунков, данные расчетов

№ варианта	Схема соединения	Суммарные перемещения	Эквивалентные напряжения	Контактное давление	Максимальное значение суммар- ных перемеще- ний, [мм]	Максимальное значение эквива- лентных напряжений, [Па]	Максимальное значение контактного давления, [Па]
	Номера рисунков						
1	1	16	17	18	$4,2 \cdot 10^{-5}$	$164 \cdot 10^6$	$63,7 \cdot 10^6$
2	2	19	20	21	$4,72 \cdot 10^{-5}$	$231 \cdot 10^6$	$76,7 \cdot 10^6$
3	3	22	23	24	$0,912 \cdot 10^{-5}$	$20,6 \cdot 10^6$	$14,7 \cdot 10^6$
4	4	25	26	27	$4,38 \cdot 10^{-5}$	$199 \cdot 10^6$	$60,5 \cdot 10^6$
5	5	28	29	30	$0,977 \cdot 10^{-5}$	$22,2 \cdot 10^6$	$16,1 \cdot 10^6$
6	6	31	32	33	$0,93 \cdot 10^{-5}$	$21,4 \cdot 10^6$	$15,2 \cdot 10^6$
7	7	34	35	36	$4,75 \cdot 10^{-5}$	$338 \cdot 10^6$	$127 \cdot 10^6$
8	8	37	38	39	$5,05 \cdot 10^{-5}$	$473 \cdot 10^6$	$128 \cdot 10^6$
9	9	40	41	42	$4,23 \cdot 10^{-5}$	$520 \cdot 10^6$	$108 \cdot 10^6$
10	10	43	44	45	$4,53 \cdot 10^{-5}$	$167 \cdot 10^6$	$67,1 \cdot 10^6$
11	11	46	47	48	$2,74 \cdot 10^{-5}$	$162 \cdot 10^6$	$71,4 \cdot 10^6$
12	12	49	50	51	$5,01 \cdot 10^{-5}$	$214 \cdot 10^6$	$80,6 \cdot 10^6$
13	13	52	53	54	$4,91 \cdot 10^{-5}$	$264 \cdot 10^6$	$75,2 \cdot 10^6$
14	14	55	56	57	$4,8 \cdot 10^{-5}$	$187 \cdot 10^6$	$64,4 \cdot 10^6$
15	15	58	59	60	$3,59 \cdot 10^{-5}$	$294 \cdot 10^6$	$90,7 \cdot 10^6$

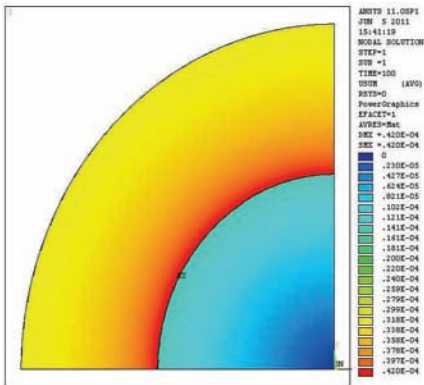


Рисунок 16

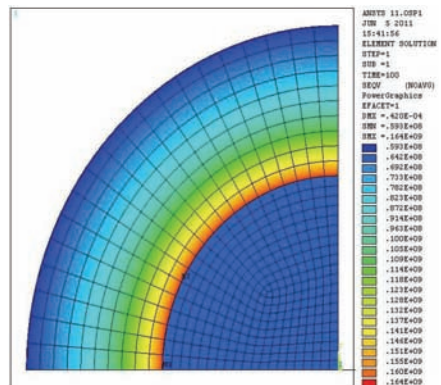


Рисунок 17

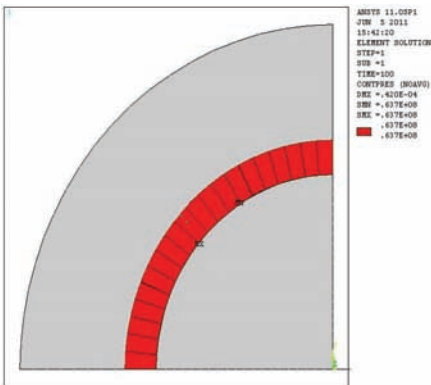


Рисунок 18

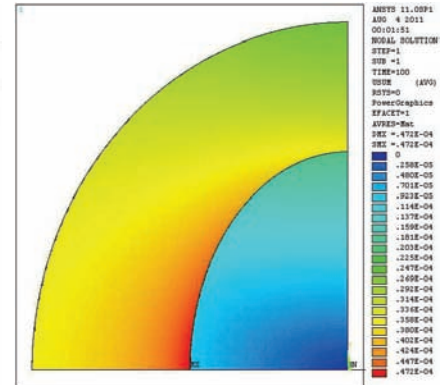


Рисунок 19

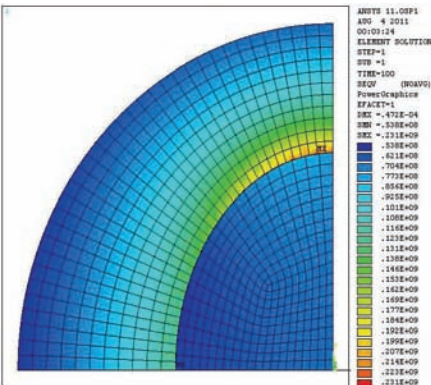


Рисунок 20

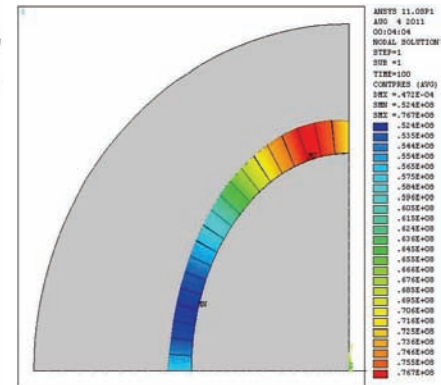


Рисунок 21

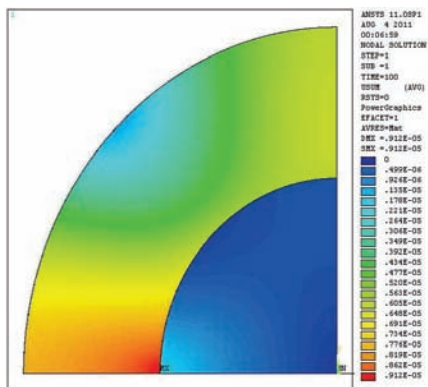


Рисунок 22

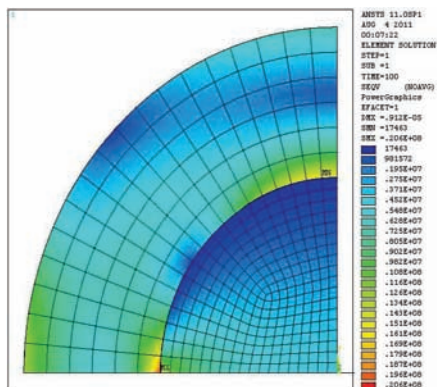


Рисунок 23

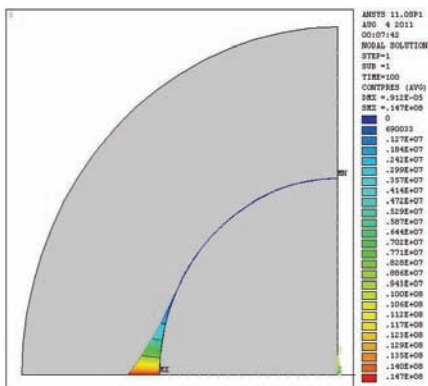


Рисунок 24

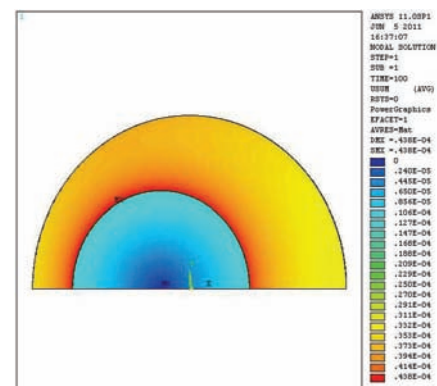


Рисунок 25

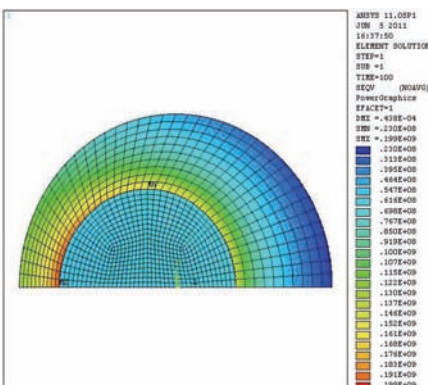


Рисунок 26

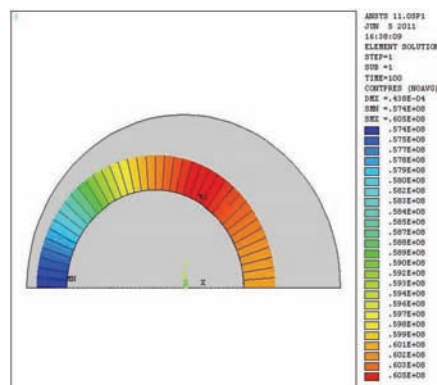
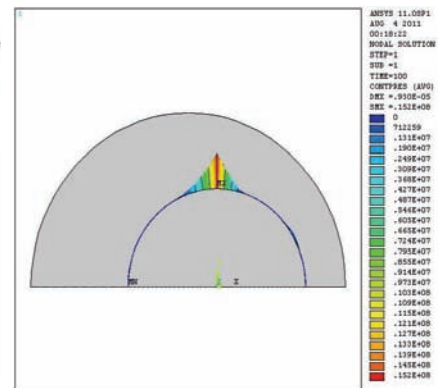
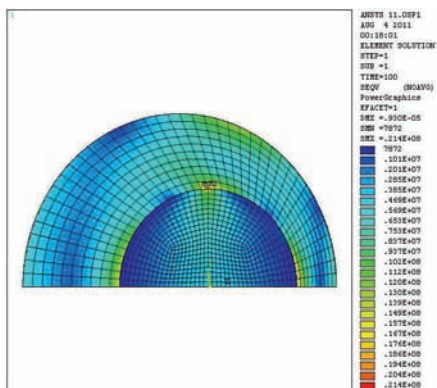
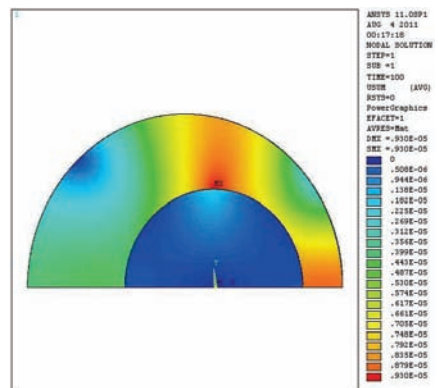
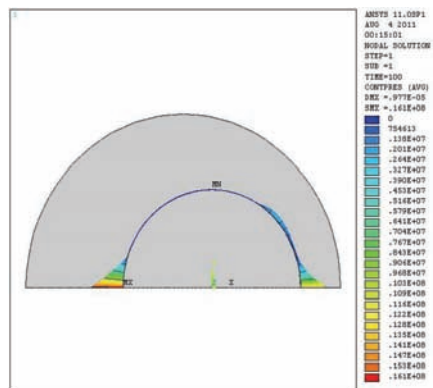
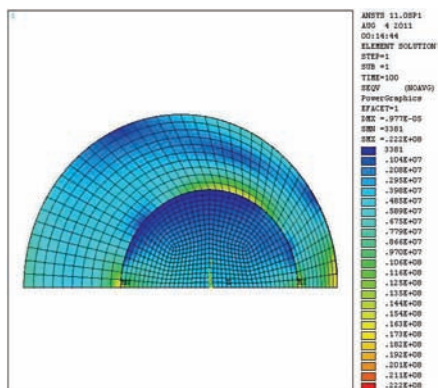
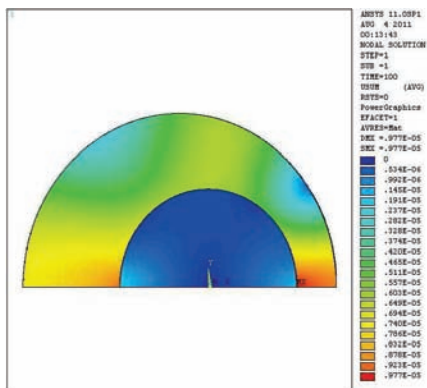
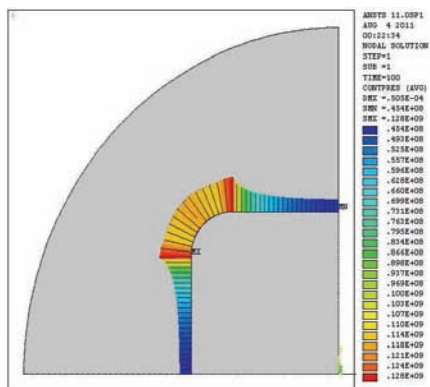
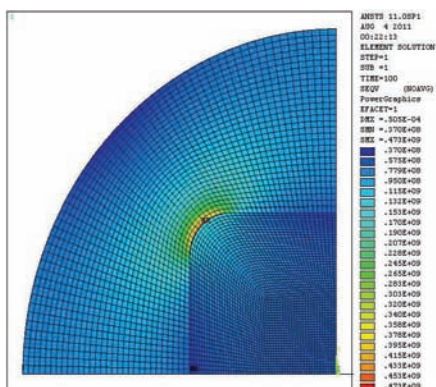
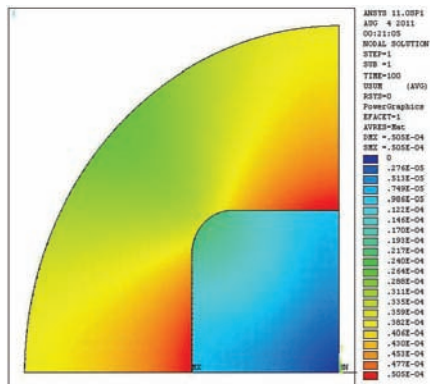
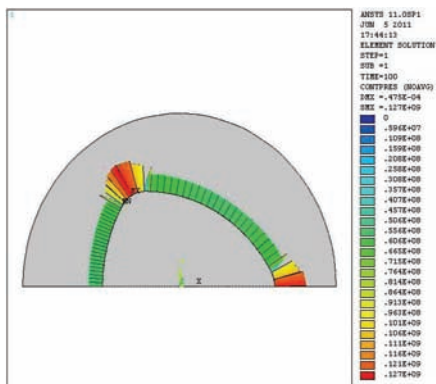
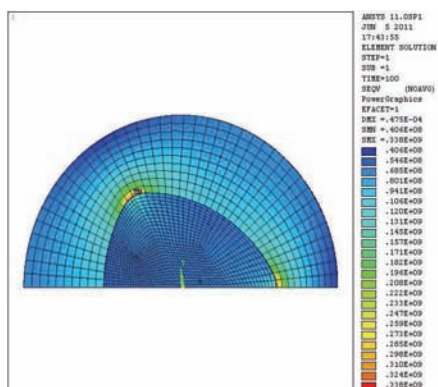
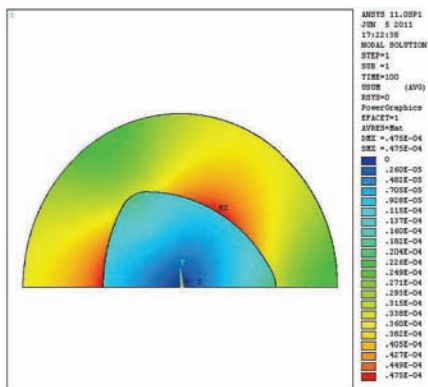


Рисунок 27





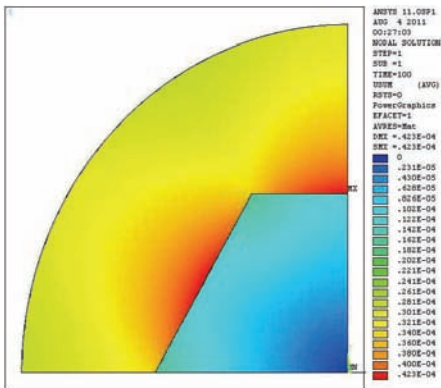


Рисунок 40

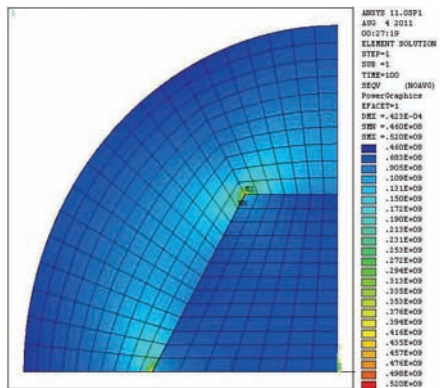


Рисунок 41

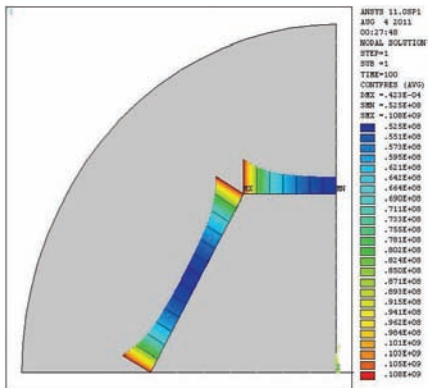


Рисунок 42

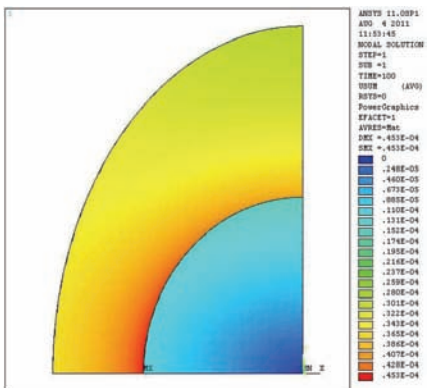


Рисунок 43

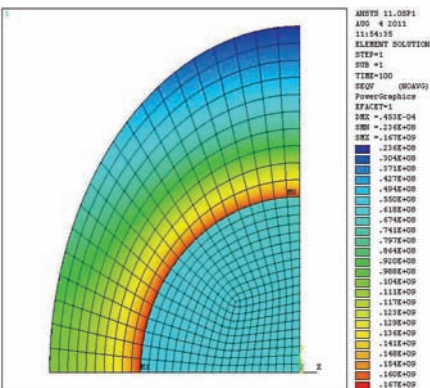


Рисунок 44

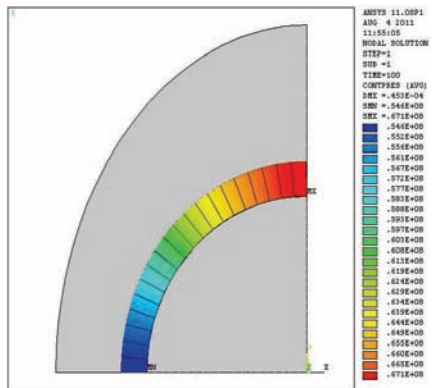


Рисунок 45

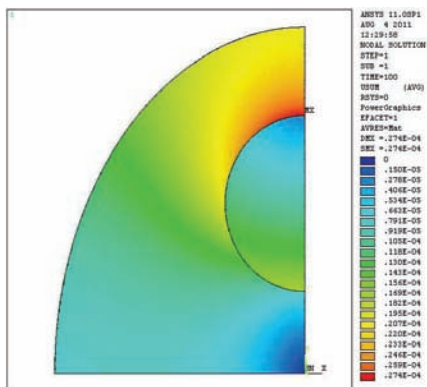


Рисунок 46

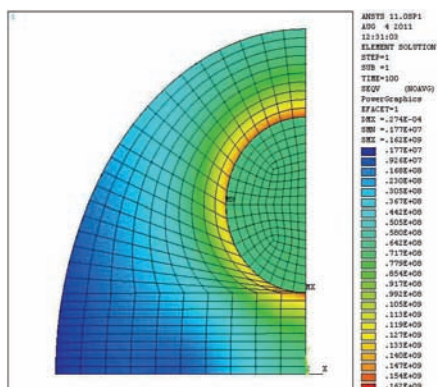


Рисунок 47

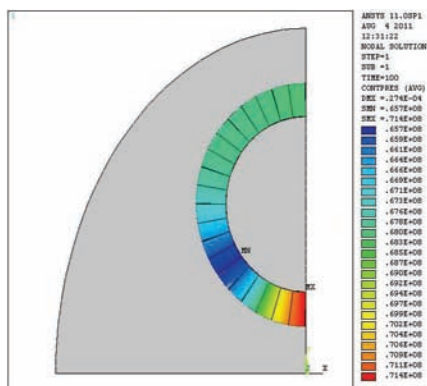


Рисунок 48

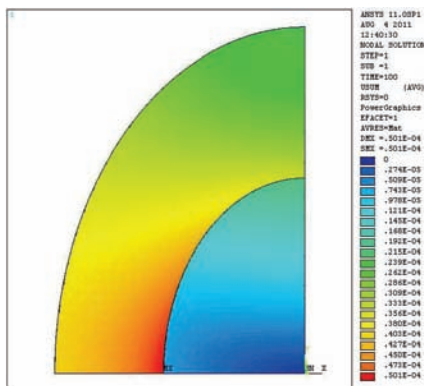


Рисунок 49

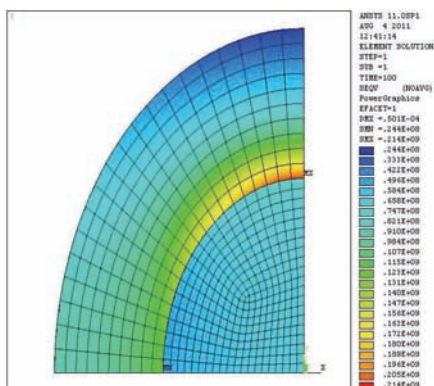


Рисунок 50

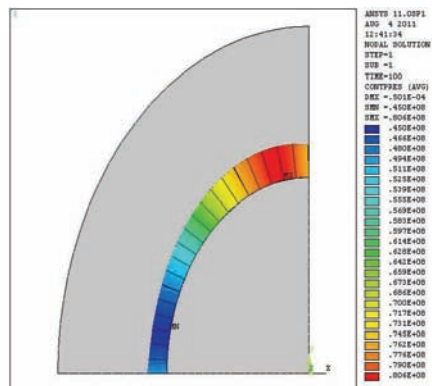
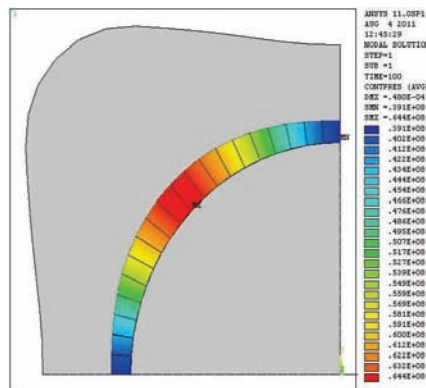
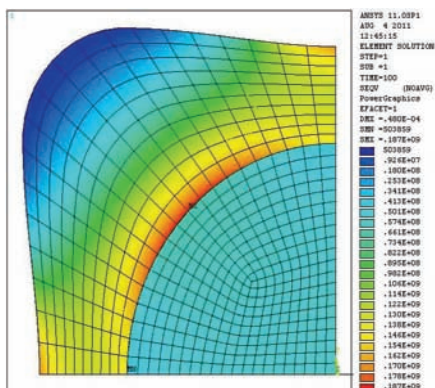
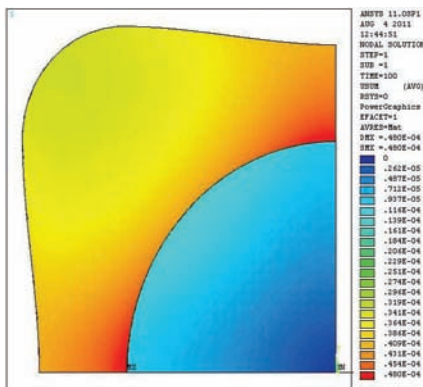
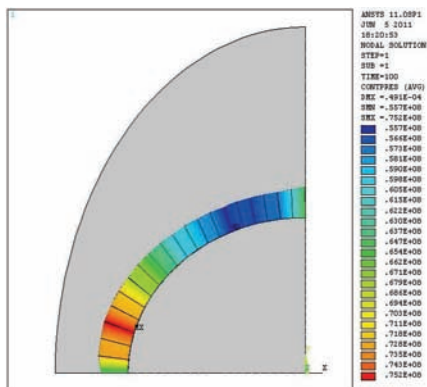
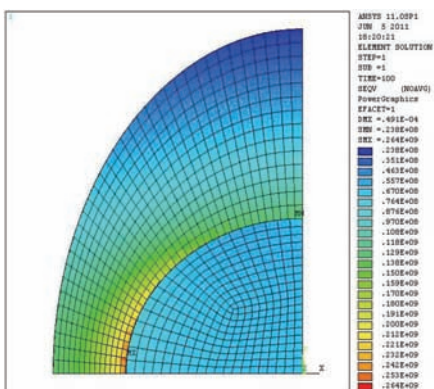
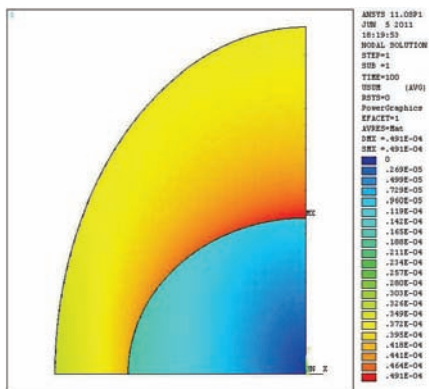


Рисунок 51



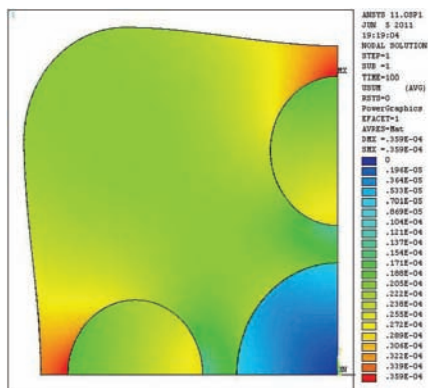


Рисунок 58

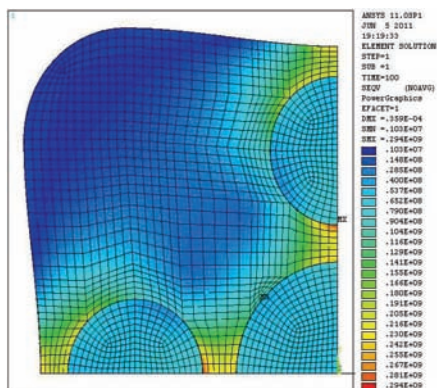


Рисунок 59

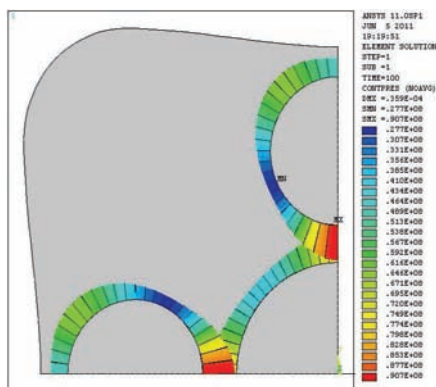


Рисунок 60

Выводы. В результате исследования были найдены характеристики НДС 15-ти вариантов профильных соединений с натягом: суммарные перемещения, эквивалентные напряжения, контактное давление. На основе этих данных проведен сравнительный анализ, который определил два наиболее оптимальных варианта среди остальных – седьмой и восьмой. Это обусловлено тем, что максимальное значение контактного давления в этих вариантах выше, чем в остальных (12,7 МПа и 12,8 МПа), соответственно, соединение вала с втулкой в этих случаях предположительно является наиболее надежным.

Список литературы: 1 Тарабасов Н. Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении – М.: Машгиз, 1961. –264с. 2 Берникер Е. И. Посадка с натягом в машиностроении – М.: Машиностроение, 1968. –168с. 3 Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

Поступила в редколлегию 06.10.2011